МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 629.4.067; 62-752; 621.01; 534-16 DOI 10.12737/22152

Особенности динамических свойств рабочих органов технологических машин при инерционном возбуждении колебания*

А. В. Елисеев[1], В. Б. Кашуба[2], Н. Ж. Кинаш[3], С. В. Елисеев[4]**

[1,4]Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

[2]Братский государственный университет, г. Братск, Российская Федерация

[3]Московский инженерный центр (МИЦ) Московской железной дороги – филиала ОАО «РЖД», г. Москва, Российская Федерация

Features of the dynamic properties of the working bodies of technological machines with inertial excitation of vibrations ***

A. V. Eliseev[1], V. B. Kashuba[2], N. Zh. Kinash[3], S. V. Eliseev[4]**

[1,4]Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russian Federation

[2]Bratsk State University, Bratsk, Russian Federation

[3]Moscow Engineering Center (MEC), Moscow Railways, “Russian Railways” JSC branch, Moscow, Russian Federation

Предлагается методологическая основа для оценки динамических свойств специализированного технологического вибрационного комплекса. Обоснование выбора параметров производится с помощью методов структурного математического моделирования. В рамках такого подхода в расчетной схеме в виде твердого тела на упругих опорах сопоставляется эквивалентная в динамическом отношении структурная схема системы автоматического управления. Структурное математическое моделирование для задач анализа и динамического синтеза предполагает использование передаточных функций системы. Вводится понятие передаточной функции линеаризованных связей, интерпретация которых определяет условия реализации необходимого распределения амплитуд колебаний или формы вибрационного поля рабочего органа. Особенность выбора условий работы технологического комплекса заключается в таком распределении параметров механической колебательной системы, когда точки определенной области поверхности рабочего стола вибростенда приводятся к режиму или состоянию динамического гашения колебаний. Предложена методика расчета параметров, обеспечивающих необходимые динамические взаимодействия элементов системы. Разработана последовательность действий по выбору значений массоинерционных параметров вибростенда, получены аналитические соотношения для определения частот и соответствующих частотных характеристик.

Ключевые слова: вибрационный технологический комплекс, динамический гаситель колебаний, передаточные функции, отношение амплитуд колебаний.

The methodological basis for an estimation of the dynamic properties of a technological vibrating complex is offered. The selection rationale of parameters is made through the structural mathematical model approaches. The automatic control system architecture equivalent in the dynamic relation to the settlement scheme in the form of a solid body with elastic supports is developed as part of this approach. The structural mathematical modeling for the analysis and dynamic synthesis problems involves using the system transfer functions. The concept of the transfer function of linearized connections which interpretation specifies the conditions for the implementation of the necessary distribution of the vibration amplitudes or the form of oscillating field is introduced. The choice of the working conditions of the technological complex is characterized by such a distribution of the mechanical oscillating system parameters when points of a certain area of the vibrostand work table are reduced to a mode or a state of dynamic oscillatory damping. The design procedure of the parameters providing necessary dynamic interactions of the system elements is offered. The sequence of actions for selecting values of the vibrostand baricentric parameters is developed; analytical relations for the definition of frequencies and the corresponding frequency characteristics are obtained.

Keywords: vibrating technological complex, dynamic oscillation damper, transfer functions, relation of oscillation amplitudes.

---

* Работа выполнена в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009-2013 годы» №14.132.21.1362 и программы исследований по проблеме «Мехатронные подходы в задачах вибрационной защиты высокотехнологичного оборудования и машин» №01201352793.

** E-mail: eavsh@ya.ru , plemja@rambler.ru , n.kinash@icloud.com , eliseev_s@inbox.ru

*** The research is done within the frame of the Federal Target Programs “Research and academic staff of innovative Russia” for 2009-2013 no. 14.132.21.1362 and “Mechatronic approaches to the problems of vibration protection of high-tech equipment and machinery” no. 01201352793.

Введение. В последние годы заметно возросло внимание к поискам и разработкам новых технологических процессов, в частности, основанных на использовании эффектов вибрационных взаимодействий элементов машин [1], а также гранулированных рабочих сред с обрабатываемыми деталями [2–5]. Большой интерес представляют разработки вибрационных технологических машин, предназначенных для испытаний деталей на усталостную прочность и др. Детализированные представления об особенностях вибрационных технологических процессов нашли отражение в работах [6–8].

Вибрационные технологические машины широко используются в различных отраслях производства, в частности, в машиностроении при реализации технологий вибрационного упрочнения деталей, проведения типовых испытаний деталей и узлов на надежность и др. Задачей таких машин является формирование вибрационных полей определенной структуры, что связано с некоторыми трудностями, поскольку в технических объектах с этой целью часто возникает необходимость создавать условия для регламентированных динамических взаимодействий. Отдельные вопросы, связанные с реализацией вибрационных технологических процессов, рассмотрены в работах [9,10]. Авторами развивается методологическая основа определения параметров и условий рациональной работы вибрационного стенда для проведения серийных испытаний длинномерных деталей на усталостную прочность.

В предлагаемой статье развиваются методологические основы обоснования выбора и расчета параметров вибрационных технологических машин оригинального типа, использующих особенности динамических взаимодействий элементов машин в режимах динамического гашения.

Постановка задачи исследования. Вибростенд состоит из подвижного рабочего блока в виде жесткого невесомого стрежня (стержня с малым моментом инерции). По концам стержня в точках *B* и *C* расположены соответственно сосредоточенные массы m_1 и m_2. Эти массы опираются на упругие элементы с жесткостями k_1 и k_2. Рабочий блок представляет собой твердое тело массой *M* и моментом инерции *J* относительно центра тяжести точки *O*. Расстояние до центра тяжести точки *O* составляет l_1 и l_2 (рис.1).

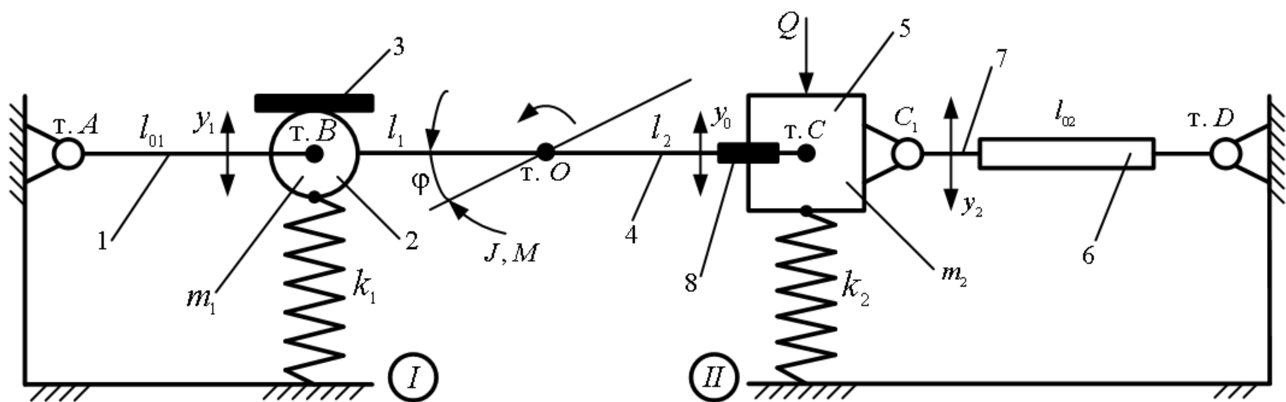


Рис. 1. Расчетная схема вибрационного технологического стенда

Элементы системы стержень *AB* и трос *CD* (позиции 1 и 6 на рис.1) обеспечивают вертикальное движение рабочего тела *AB* — позиции 2, 3, 4, 5. Рабочая поверхность *2* предназначена для реализации процесса виброупрочнения деталей. Вибровозбудитель *5* представляет собой устройство с двумя дебалансами. Шарнир *C* имеет приспособление *8* для компенсации продольных составляющих колебаний стержня *CB*. Шарниры *A*, *B*, C_1 и *D* обеспечивают возможности вращательных движений (обеспечиваются повороты стержней). Стержень C_1D имеет приспособление *6* для натяжения троса, который регулирует приведенную жесткость системы. Упругие элементы k_1 и k_2 обладают линейными свойствами. Массоинерционные элементы m_1 и m_2 являются составляющими рабочего блока как твердого тела.

В расчетной схеме используются две системы координат, связанные с неподвижным базисом (опорные поверхности *I* и *II* на рис.1) — это y_1 и y_2, а также y_0 и φ; при этом y_0 — координата центра тяжести; φ — угол поворота относительно центра тяжести. Предполагается, что центр колебаний не лежит на прямой *BC*, а точка *O* находится на перпендикуляре к прямой *BC*. В связи с этим $M = m_1 + m_2$, но $J \neq m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2$.

При расчетах используются кинематические соотношения:

$$y_0 = ay_1 + by_2;\ \phi = c\cdot(y_2 - y_1);\ y_1 = y_0 - l_1 \cdot \phi;\ y_2 = y_0 + l_2 \cdot \phi; \quad (1)$$

$$a = \frac{l_2}{l_1 + l_2};\ b = \frac{l_1}{l_1 + l_2};\ c = \frac{1}{l_1 + l_2}. \quad (2)$$

Вибрационный возбудитель имеет неуравновешенную массу m_0 и эксцентриситет *r*. Рассматриваются малые колебания в плоскости; трос C_1D — элемент *7* с натяжным устройством *6* может создавать постоянные усилия на

время рабочего цикла работы вибростенда. Силовое возмущение является гармоническим $Q_2 = (m_0)'\cdot r\omega^2\cdot\sin\,\omega t$ и направлено по вертикали. В первом приближении расчетная схема на рис. 6 представляет собой твердое тело массой M и моментом инерции J относительно центра тяжести, опирающиеся на упругие опоры жесткостями k_1 и k_2.

Задача исследования заключается в изучении динамических свойств системы при возмущении по координате y_2, отражающем внимание к соотношениям амплитуд колебаний по координатам y_1 и y_2 при различных частотах, а также значениях параметров системы в ситуации, когда по координате y_2 устанавливается режим динамического гашения колебаний, а по координате y_1 реализуется функция динамического гасителя колебаний.

Построение математической модели. Если пренебречь продольными колебаниями вдоль линии расположения характерных точек *A*, *B*, *C*, C_1 и *D*, то после составления выражений для кинетической и потенциальной энергий, получим уравнения движения системы в координатах y_1 и y_2:

$$\tilde{y}_1\cdot\left[\left(Ma^2+Jc^2\right)p^2+k_1\right]+\tilde{y}_2\cdot\left(Mab-Jc^2\right)p^2=0\,; \qquad (3)$$

$$\tilde{y}_2\cdot\left[\left(Mb^2+Jc^2\right)p^2+k_2\right]+\tilde{y}_1\cdot\left(Mab-Jc^2\right)p^2=\tilde{Q}_2\,. \qquad (4)$$

1. В уравнениях (3), (4) массоинерционные свойства отображаются моментом инерции *J* и массой тела *M*, сосредоточенных в точке *O* центра тяжести. Отметим, что центр тяжести на самом деле находится на прямой, проходящей через точку *O*. Центр тяжести может находиться выше или ниже точки *O*, при этом выполняется условие $J \neq m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2$.

С другой стороны, твердое тело может быть представлено невесомым стержнем, на концах которого находятся материальные точки массой m_1 и m_2. В этом случае центр тяжести не должен лежать на стержне. Поэтому при рассмотрении конкретных ситуаций необходимо определиться, будет ли $m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 > 0$ или $m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 < 0$. При выполнении условия $m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 = 0$ система становится вырожденной и распадается на две независимые части. Исходя из приведенных соображений, выстраиваются соотношения между m_1, m_2, $Ma^2 + Jc^2$ и $Mb^2 + Jc^2$. Структурная схема системы с силовым возмущением по координате $\tilde{y}_2$ приведена на рис. 2, где $p = j\omega$ — комплексная переменная, значок (~) означает изображение переменных по Лапласу [11,12].

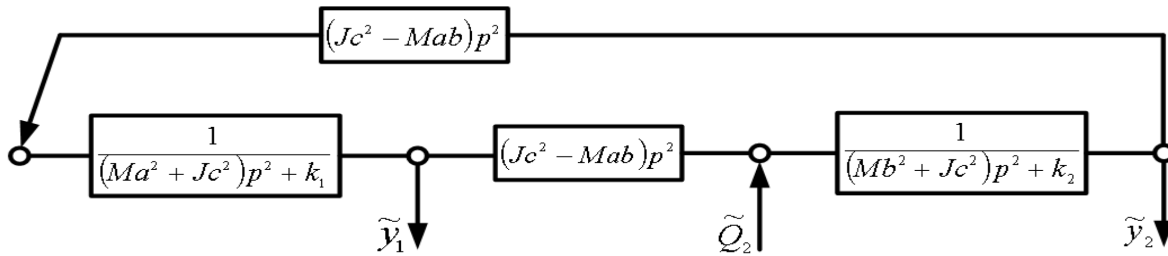


Рис. 2. Структурная схема вибростенда в координатах $\tilde{y}_1$ и $\tilde{y}_2$

Запишем передаточные функции системы

$$W_1(p)=\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{Q}_2}=\frac{\left(Jc^2-Mab\right)p^2}{A}\,; \qquad (5)$$

$$W_2(p)=\frac{\tilde{y}_2}{\tilde{Q}_2}=\frac{\left(Ma^2+Jc^2\right)p^2+k_1}{A}\,; \qquad (6)$$

где

$$A=\left[\left(Ma^2+Jc^2\right)p^2+k_1\right]\cdot\left[\left(Mb^2+Jc^2\right)p^2+k_2\right]-\left(Jc^2-Mab\right)^2p^4 \qquad (6')$$

частотное уравнение. Отметим, что возможны некоторые преобразования $\left(Ma^2+Jc^2\right)p^2=\left(Ma^2+Mab+Jc^2-Mab\right)p^2=\left[Ma+\left(Jc^2-Mab\right)\right]\cdot p^2$, а также $\left(Mb^2+Jc^2\right)p^2=\left[Mb+\left(Jc^2-Mab\right)\right]\cdot p^2$, тогда структурную схему на рис.2 можно представить в виде, как показано на рис.3. В данном случае $M = Ma + Mb$, а $R = Jc^2 - Mab > 0$ соответственно.

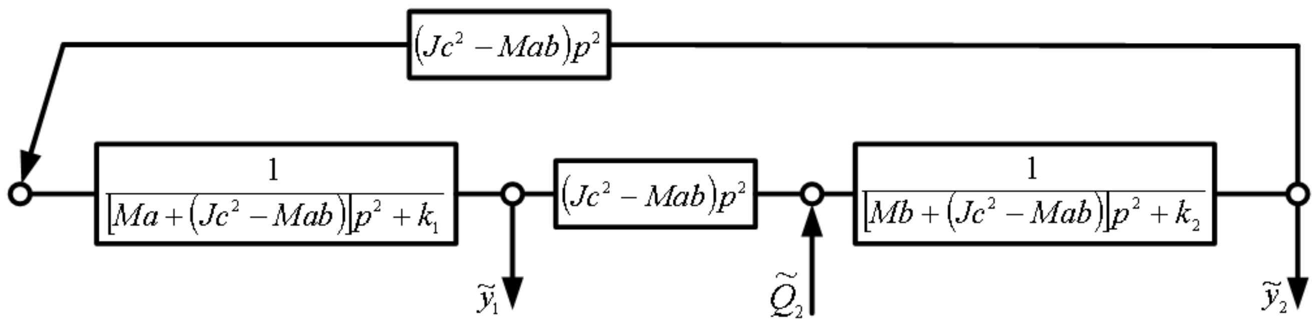


Рис. 3. Структурная схема вибростенда в форме, соответствующей цепному виду

2. Для структурных схем на рис. 2 и 3 в системе координат y_1 и y_2 характерно то, что связь между парциальными системами реализуется через инерционное взаимодействие.

При выполнении условия $Jc^2 - Mab = 0$, как было выше отмечено, система распадается на два независимых блока с параметрами $Ma^2p^2 + k_1$ и $Mb^2p^2 + k_2$. В этом случае движение по координатам y_1 и y_2 становится независимым. Такой режим работы для технологического вибростенда не рассматривается. Для случая, определяемого условием $Jc^2 - Mab > 0$, возможен режим динамического гашения колебаний на элементе m_2 на частоте

$$\omega^2_{\text{дин.}} = \frac{k_1}{Ma + \left(Jc^2 - Mab\right)} = \frac{k_1}{Ma^2 + Jc^2}. \tag{7}$$

В этом случае движение по координате y_2 становится равным нулю (или $y_2 \to 0$). При динамическом гашении колебаний по координате y_2 вибрационная энергия от инерционного возбудителя передается массоинерционному элементу m_1, то есть на координату y_1, что составит

$$\tilde{y}_1 = -\frac{\tilde{Q}_2}{\left(Jc^2 - Mab\right)p^2} \tag{8}$$

Оценка (8) может быть проведена при $Q_2 = (m_0)' \cdot r\omega^2$. В этом случае амплитуда колебаний по координате y_1 составит

$$\frac{m_0 r}{Jc^2 - Mab} = \frac{m_0 r\left(l_1 + l_2\right)^2}{J - Ml_1 l_2}. \tag{9}$$

Из (9) следует, что при $J - Ml_1 l_2 \to 0$ амплитуда y_1 будет возрастать. Так как частота динамического гашения определяется выражением (7), то при $Jc^2 - Mab = 0$ частота динамического гашения $\omega^2_{\text{дин.}}$ будет равна частоте собственных колебаний парциальной системы $Mbp^2 + k_2$ при «занулении» межпарциальной связи. Таким образом, регулирование величины y_1, как амплитуды колебаний рабочей площадки вибростенда, целесообразно вести путем изменения момента инерции J или жесткости k_1.

Особенности математических моделей. Соотношения между движениями по координате y_1 и y_2 могут интерпретироваться как рычажные связи, и это проявляется в формах колебаний, которые создаются внешним гармоническим воздействием и сохраняются при изменении частоты внешних колебаний (имеется в виду форма колебаний) до определенного значения частоты внешнего возмущения. После этого происходит образование другой формы колебаний.

1. Отношение координат $\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2}$ в операторном виде может быть получено из структурной схемы на рис. 3 и при входном воздействии Q, приложенном к элементу m_2, определяется выражением

$$W_{12}\left(p\right) = \frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2} = \frac{\left(Jc^2 - Mab\right)p^2}{\left[Ma + \left(Jc^2 - Mab\right)\right]p^2 + k_1}, \tag{10}$$

где $p = j\omega$ — комплексная переменная, значок (~) над переменной соответствует изображению по Лапласу.

При подстановке $p = j\omega$ в (10) получим

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{-\left(Jc^2 - Mab\right)\cdot\omega^2}{-\left[Ma + \left(Jc^2 - Mab\right)\right]\cdot\omega^2 + k_1}, \tag{11}$$

откуда можно найти, что парциальная частота системы определится

$$n^2 = \omega^2_{\text{дин.}} = \frac{k_1}{Ma + \left[Jc^2 - Mab \right]}. \tag{12}$$

График $\frac{y_1}{y_2}(\omega)$ на рис. 4 в диапазоне изменения частоты внешнего воздействия от 0 до $\omega_{\text{дин}}$ имеет отрицательное значение; после перехода $\omega = \omega_{\text{дин}}$, отношение $\frac{y_1}{y_2}$ становится положительным и стремится при $\omega \to \infty$ к пределу, определяемому выражением

$$\underset{p \to \infty}{W_{12}(p)} \to \frac{Jc^2 - Mab}{Ma + \left(Jc^2 - Mab \right)} < 1. \tag{13}$$

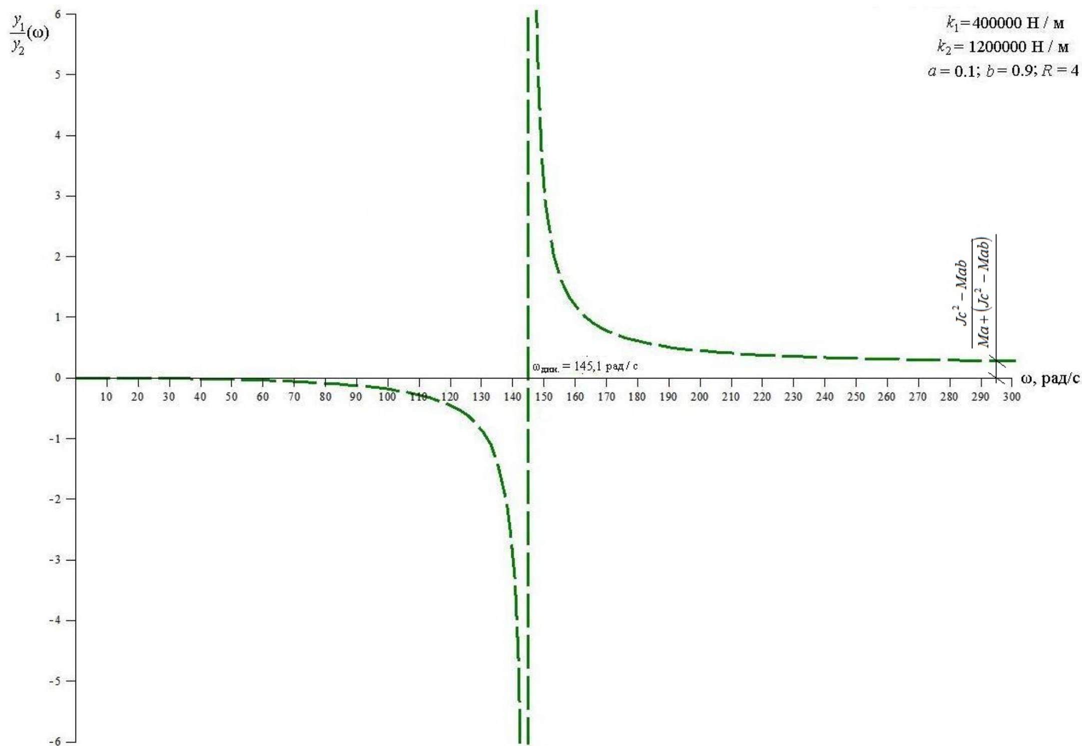


Рис. 4. График зависимости $\frac{y_1}{y_2}$ от частоты ω при выполнении условия (10)

В диапазоне частот 0 – $\omega_{\text{дин}}$ форма колебаний такова, что рычажная связь соответствует представлениям о связях, создаваемых рычагом второго рода. При переходе через критическое значение частоты внешнего воздействия, которое совпадает с частотой динамического гашения, происходит смена формы колебаний, а координаты y_1 и y_2 начинают изменяться в противофазе. В этом случае отношение координат соответствует представлениям о связях, формируемых рычагом второго рода. При дальнейшем увеличении частоты внешнего возмущения отношение координат $\frac{y_1}{y_2}$ стремится к пределу (13) при возмущении по массе m_2. Таким образом, график $\frac{y_1}{y_2}(\omega)$ в диапазоне изменения частоты внешнего воздействия от 0 до $\omega_{\text{дин}}$ имеет отрицательное значение; после перехода $\omega = \omega_{\text{дин}}$, отношение $\frac{y_1}{y_2}$ становится положительным и при $\omega \to \infty$ стремится к пределу (13).

2. При приложении силового возмущения Q_2 к массе m_2 (координата y_2) передаточное отношение рычажной связи $\frac{y_1}{y_2}$ отрицательно, как следует из рис. 4, что означает движение по координатам y_1 и y_2 в противофазе. Центр колебаний находится в частотном диапазоне 0 – $\omega_{\text{дин}}$. Чем ближе находится частота внешнего воздействия к частоте динамического гашения, тем больше будет передаточное отношение рычажной связи. При этом амплитуда колебаний инерционного возбудителя (координата y_2) будет достаточно мала, тогда как координата движения y_1 будет значительно больше, что позволяет реализовать (в определенном смысле) своеобразную перекачку энергии к рабочей части вибростенда (так можно назвать массу m_1 (позиция 2 на рис.1) с установочной площадкой 3 (рис.1) по отношению к вибрационному возбудителю m_2 (позиция 5, рис.1).

Величина амплитуды колебаний по координате y_1 определяется выражением (9). На рисунке 5 приведены графики $y_1(\omega)$ и $y_2(\omega)$ при возбуждении по координате y_2 и выполнении условия $Jc^2 - Mab > 0$.

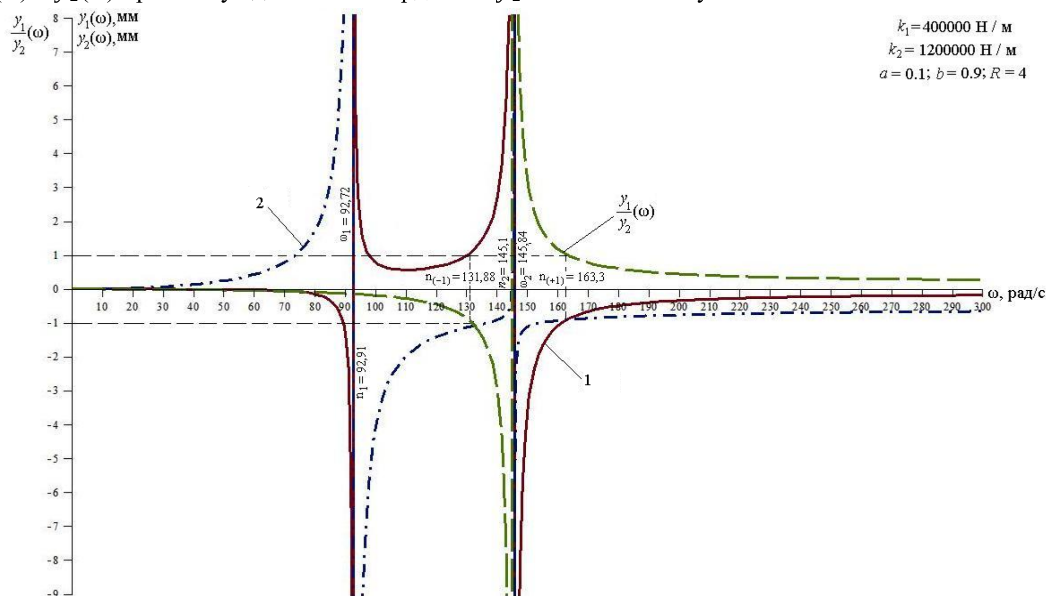


Рис. 5. Графики зависимостей амплитуд колебаний вибростенда от частоты внешнего воздействия: кривая 1 — зависимость $y_1(\omega)$; кривая 2 — зависимость $y_2(\omega)$

При $\omega \to \infty$ график зависимости $y_1(\omega)$ стремится к пределу

$$\tilde{y}_1 \underset{p\to\infty}{\to} N_1 = \frac{\left(Jc^2 - Mab\right)\cdot m_0 \cdot r}{MJc^2}; \tag{14}$$

$$\tilde{y}_2 \underset{p\to\infty}{\to} N_2 = \frac{\left(Jc^2 - Mab + Mb\right)\cdot m_0 \cdot r}{MJc^2} \tag{15}$$

Отношение (13) к выражению (14) соответствует пределу

$$\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2}\left(p \to \infty\right) \to \frac{Jc^2 - Mab}{Ma + Jc^2 - Mab}, \tag{16}$$

приведенному на рисунке 4.

3. На графиках $y_1(\omega)$ и $y_2(\omega)$ (рис. 5) Mbp^2+R можно отметить некоторые соотношения координат y_1 и y_2 при частотах, определяемых из выражения

$$W_{12}\left(p\right) = \frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2} = \frac{\left(Jc^2 - Mab\right)p^2}{Map^2 + \left(Jc^2 - Mab\right)p^2 + k_1}. \tag{17}$$

$\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2} = 1$ при:

$$\omega_1^2 = \frac{k_2}{Ma}. \tag{18}$$

В свою очередь, при $\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2} = -1$ искомая частота определяется выражением

$$\omega_{10}^2 = \frac{k_1}{Ma + 2\left(Jc^2 - Mab\right)}. \tag{19}$$

Характерным для взаимного расположения на рис.5 является пересечение кривой 1 и кривой 2 при частоте ω_1^2 и отношении амплитуд, равном +1.

Анализ динамических свойств системы. Отдельным вопросом в оценке динамических свойств является наличие условия

$$Jc^2 - Mab < 0. \tag{20}$$

В этом случае

$$\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2} = \frac{-\left(Jc^2 - Mab\right)p^2}{\left[Ma - \left(Jc^2 - Mab\right)p^2\right] + k_1}, \tag{21}$$

что приводит к несколько иным формам соотношений. Частота динамического гашения колебаний определится

$$\omega^2_{\text{дин}} = \frac{k_1}{Ma - \left(Jc^2 - Mab\right)}. \tag{22}$$

При этом график $\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2}(\omega)$ примет вид как показано на рис. 6.

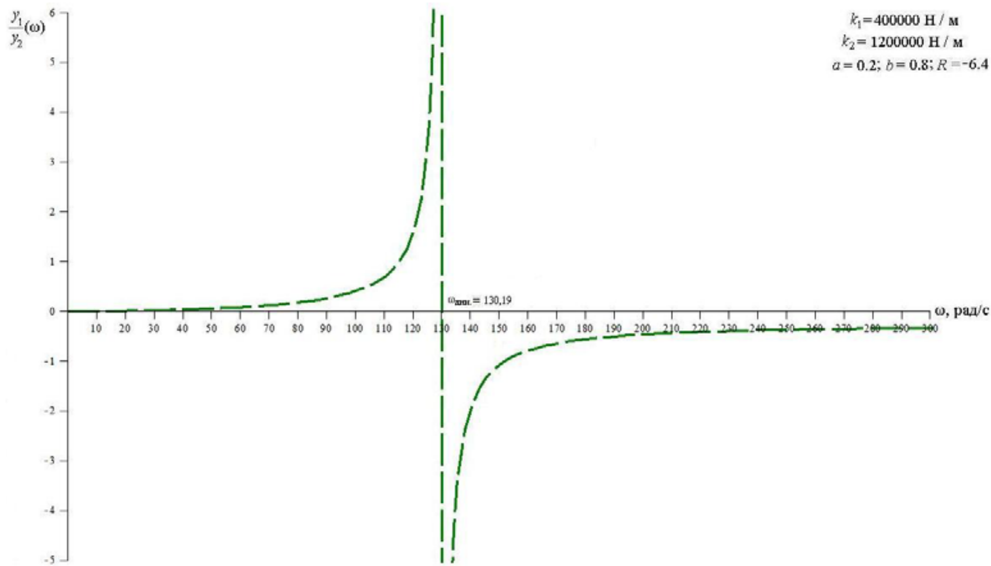


Рис. 6. График зависимости $\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2}(\omega)$ при выполнении условия $Jc^2 - Mab < 0$

Данный график $\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2}(\omega)$ отличается от представленного на рис. 5, тем, что является зеркальным отражением по форме. Параметры графика также будут другими. Речь идет о частотах динамического гашения ($\omega_{\text{дин}}$) и собственных колебаний (ω_1, ω_2); частотах, при которых будут соблюдаться соотношения $\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2} = 1$ и $\frac{\tilde{y}_1}{\tilde{y}_2} = -1$; а также предельных значений при увеличении частоты возмущения $\omega \to \infty$.

График зависимостей $y_1(\omega)$ и $y_2(\omega)$ показан на рис.7.

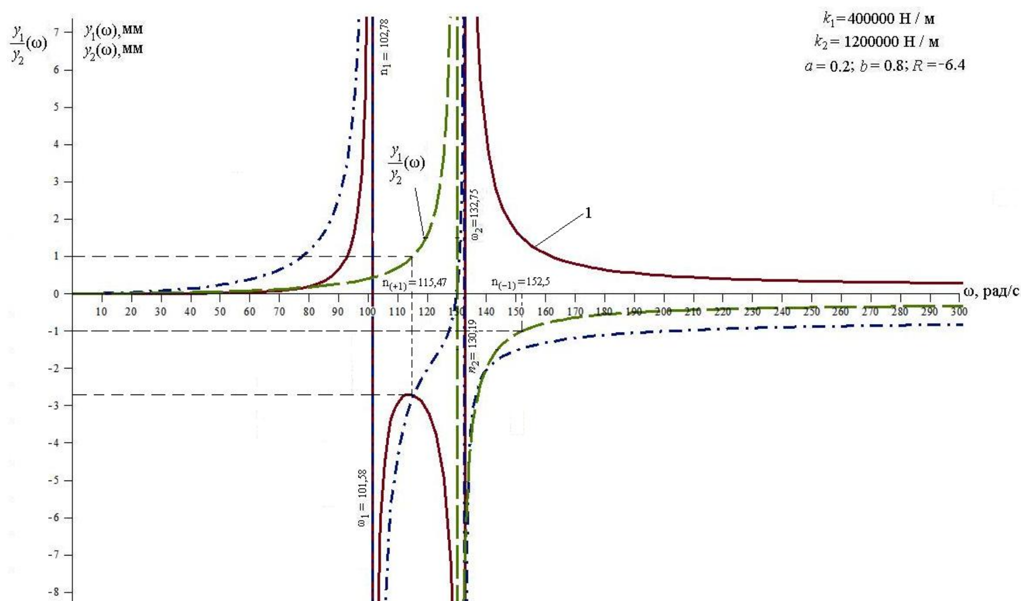


Рис. 7. Графики зависимостей $y_1(\omega)$ и $y_2(\omega)$ от частоты возмущения:
кривая 1 – $y_1(\omega)$; кривая 2 – $y_2(\omega)$ при условии $Jc^2 - Mab < 0$

Заключение. Вибрационный технологический комплекс для реализации различных технологических процессов может быть построен при учете особенностей режимов динамического гашения колебаний в системах с силовым инерционным возбуждением на основе расчетных схем в виде твердого тела с двумя степенями свободы на упругих опорах.

1. Особенность подхода в разработке технологии вибрационных взаимодействий элементов в технологических процессах заключается в использовании протяженного рабочего стола, на одном конце которого размещается инерционный возбудитель, а на другом — рабочая площадка, где располагается контейнер с гранулированной рабочей смесью. Рабочий режим реализуется как режим динамического гашения колебаний для инерционного вибровозбудителя, что обеспечивает малые амплитуды колебаний самого устройства. В свою очередь, второй конец рабочего органа, где расположен контейнер (или рабочая зона), работает в режиме динамического гасителя колебаний.

2. Параметры движения динамического гасителя настраиваются с помощью выбора соответствующих значений жесткости упругих элементов и значений массоинерционных характеристик. Обоснованы и получены соответствующие аналитические соотношения.

3. На основе предлагаемого подхода могут быть рассмотрены и другие варианты вибрационных технологических машин, в частности, вибростенды для прочностных испытаний длинномерных изделий. В этом случае испытуемая конструкция или изделие в структуре вибростенда настраивается как динамический гаситель колебаний и определяет условия испытаний. При этом инерционный вибровозбудитель работает в режиме минимальных нагрузок.

Библиографический список

1. De Silva, Clarence W. Vibration: Fundamentals and Practices/ USA: CRC Press. — 2000. — 954 p.

2. Jianlian Cheng, Hui Xu. Inner mass impact damper for attenuating structure vibration / International Journal of Solids and Structures. — 2006. — Vol. 43, iss. 17. — P. 5355–5369.

3. Kruelle , Christof A. Physics of granular matter: pattern formation and applications/ Rev. Adv. Mater. Sci. — 2009. — vol. 20. — P. 113 — 124.

4. Kenneth J. Ford. Transitions to vibro-fluidization in a deep granular bed / Kenneth J. Ford, James F. Gilchrist, Hugo S. Caram // Powder Technology. — 2009. — Vol. 192, iss. 1. — P. 33–39.

5.Aranson, I. S. Patterns and collective behavior in granular media: Theoretical concepts/ Igor S. Aranson, Lev S. Tsimring // Reviews of modern physics. — 2006. — Vol. 78, iss.1. — P. 641.

6. Пановко, Г. Я. Динамика вибрационных технологических процессов / Г. Я. Пановко. —. Москва-Ижевск, 2006. — 158 с.

7. Копылов, Ю. Р. Динамика процессов виброударного упрочнения / Ю. Р. Копылов. — Воронеж : ИПЦ «Научная книга», 2011. — 568 с.

8. Елисеев, А. В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неудерживающих связей / А. В. Елисеев, В. В. Сельвинский, С. В. Елисеев. — Новосибирск : Наука, 2015. — 332 с.

9. Неудерживающие связи в динамических взаимодействиях сыпучей среды и вибрирующей поверхности: научно-методологическое обоснование технологии процессов вибрационного упрочнения / С. В. Елисеев [и др.] // Системы. Методы. Технологии. — 2014. — №3(23). — С. 17–31.

10. Елисеев, А. В. Вибрационные технологические процессы: виброупрочнение при ударных периодических взаимодействиях / А. В. Елисеев, А. Г. Пнев, В. Б. Кашуба, И. С. Ситов // Кулагинские чтения: техника и технологии производственных процессов: XIV Международная научно-практическая конференция. — Чита, 2014.— С. 281–286.

11. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов / С. В. Елисеев. — Иркутск : Изд-во ИГУ, 2008. — 523 с.

12. Елисеев, С. В. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем / С. В. Елисеев, Ю. Н. Резник, А. П. Хоменко. — Новосибирск : Наука, 2011. — 383 с.

References

1. De Silva, Clarence W. Vibration: Fundamentals and Practices. USA: CRC Press, 2000, 954 p.

2. Jianlian Cheng, Hui Xu. Inner mass impact damper for attenuating structure vibration. International Journal of Solids and Structures, 2006, vol. 43, iss. 17, pp. 5355–5369.

3. Kruelle, Christof A. Physics of granular matter: pattern formation and applications. Rev. Adv. Mater. Sci., 2009, vol. 20, pp. 113 — 124.

4. Ford, Kenneth J., Gilchrist, James F., Caram, Hugo S. Transitions to vibro-fluidization in a deep granular bed. Powder Technology, 2009, vol. 192, pp. 33–39.

5. Aranson, I. S., Tsimring, L.S. Patterns and collective behavior in granular media: Theoretical concepts. Reviews of modern physics, 2006, vol. 78, iss. 1, p. 641.

6. Panovko, G.Y. Dinamika vibratsionnykh tekhnologicheskikh protsessov. [Dynamics of vibrating processes.] Moscow, Izhevsk: 2006, 158 p. (in Russian).

7. Kopylov, Y.R. Dinamika protsessov vibroudarnogo uprochneniya. [Dynamics of vibro-hardening processes.] Voronezh: Nauchnaya kniga, 2011, 568 p. (in Russian).

8. Eliseev, A.V., Selvinskiy V.V., Eliseev S.V. Dinamika vibratsionnykh vzaimodeystviy elementov tekhnologicheskikh sistem s uchetom neuderzhivayushchikh svyazey. [Dynamics of vibrating interactions of technological system elements based on unilateral constraints.] Novosibirsk: Nauka, 2015, 332 p. (in Russian).

9. Yeliseev, A.V., et al. Neuderzhivayushchie svyazi v dinamicheskikh vzaimodeystviyakh sypuchey sredy i vibriruyushchey poverkhnosti: nauchno-metodologicheskoe obosnovanie tekhnologii protsessov vibratsionnogo uprochneniya. [Unilateral constraints in the dynamic interactions of the granular medium and vibrating surface: scientific and methodological basis of the vibration hardening technology.] Systems. Methods. Technologies, 2014, vol. 23, no. 3, pp. 17 — 31 (in Russian).

10. Eliseev, A.V., Pnev, A.G., Kashuba V.B., Sitov, I.S. Vibratsionnye tekhnologicheskie protsessy: vibrouprochnenie pri udarnykh periodicheskikh vzaimodeystviyakh. [Vibrating processes: vibro-hardening under shock periodic interactions.] Readings from Kulagin: Engineering and Technology: Proc. XIV Int. Sci.-Pract. Conf. Chita, 2014, pp. 281-286 (in Russian).

11. Eliseev, S.V., et al. Dinamicheskiy sintez v obobshchennykh zadachakh vibrozashchity i vibroizolyatsii tekhnicheskikh ob"ektov. [Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration technical objects.] Irkutsk: izd-vo IGU, 2008, 523 p. (in Russian).

12. Eliseev, S.V., Reznik, Yu. N., Khomenko, A. P. Mekhatronnye podkhody v dinamike mekhanicheskikh kolebatel'nykh system. [Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical vibration systems.] Novosibirsk: Nauka, 2011, 383 p. (in Russian).

Поступила в редакцию 04.08.2016
Сдана в редакцию 04.08.2016
Запланирована в номер 30.09.2016

Received 04.08.2016
Submitted 04.08.2016
Scheduled in the issue 30.09.2016